

МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВУХСТУПЕНЧАТОГО НАСОСА С ГИДРОПРИВОДОМ ПЕРВОЙ СТУПЕНИ

© 2016

- В. Н. Матвеев** доктор технических наук, заведующий кафедрой теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, valeriy2008@rambler.ru
- Л. С. Шаблий** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, mlbp@yandex.ru
- А. В. Кривцов** ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, a2000009@rambler.ru
- В. М. Зубанов** ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, waskes91@gmail.com
- А. И. Иванов** начальник отдела ракетных двигателей, Публичное акционерное общество «Кузнецов», г. Самара, alex_slavross@mail.ru
- И. П. Косицын** кандидат технических наук, ведущий инженер, Публичное акционерное общество «Кузнецов», г. Самара
- Н. В. Батури** ведущий инженер, Публичное акционерное общество «Кузнецов», г. Самара, nik-o-las@mail.ru

Описана методика CFD-моделирования двухступенчатого насоса высокого давления, отличительной особенностью которого является гидравлический привод ступени низкого давления турбиной, отбирающей энергию от потока высокого давления, скорость вращения которой определяется балансом мощностей ротора низкого давления. Техника моделирования, представленная в работе, содержит два основных преимущества по сравнению с известными работами. Первой особенностью является определение скорости вращения во время CFD-расчёта по специальной методологии. Второй особенностью является моделирование кавитации для оценки её влияния на рабочий процесс преднасоса при довольно низком входном давлении и переменной скорости вращения ротора. Важной частью описываемой техники моделирования являются рекомендации по использованию программного обеспечения (ANSYS CFX, NUMECA AutoGrid5, ANSYS ICEM CFD): выбор области моделирования, сеткогенерация, выбор моделей турбулентностей, проверка сходимости, пост-обработка результатов. Адекватность CFD-модели оценивалась сравнением расчётных характеристик с экспериментальными, полученными на испытательной установке. Полученная методика моделирования насоса с помощью CFD-инструментов будет использована в дальнейшем с целью модернизации лопаточной части насоса для увеличения производительности.

Насос двухступенчатый; CFD-моделирование; гидропривод; согласование работ ступеней.

Цитирование: Матвеев В.Н., Шаблий Л.С., Кривцов А.В., Зубанов В.М., Иванов А.И., Косицын И.П., Батури Н.В. Методика моделирования рабочего процесса двухступенчатого насоса с гидроприводом первой ступени // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 102-113. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-102-113

Основной проблемой высокопроизводительных насосов является сильная предрасположенность входной части насоса к кавитации [1; 2]. С целью предотвращения кавитации такие насосы имеют, по меньшей мере, две ступени, причём первая имеет скорость вращения ротора, значительно меньшую, чем вторая, основная ступень. Использование гидравлической передачи для редуцирования частоты вращения ротора низкого давления является компактным и эффективным решением, но повышает сложность проточной части насоса и сложность увязки процессов в обеих ступенях.

Такая ситуация значительно усложняет проектирование и доработку этих насосов без соответствующих методик моделирования. Трудности же CFD-моделирования связаны с тем, что частота вращения ротора малого давления не является граничным условием, а определяется гидравлическими процессами насоса.

Целью данной работы является создание методики моделирования двухступенчатого насоса, которая позволяла бы до проведения экспериментальных исследований выявлять с помощью CFD-инструментов возникновение кавитации в ступени малого давления, принимая в учёт возможность отклонения частоты вращения ротора малого давления от проектного значения.

В качестве объекта моделирования при отработке методики был взят типичный представитель высокопроизводительных (выходной напор более 3000 м при массовом расходе 250 кг/с при входном давлении менее 0,2 МПа) двухступенчатых шнекоцентробежных насосов, состоящий из следующих частей (рис. 1):

- коленно-впускной канал (КВК) для подачи жидкости на вход ротора;
- шнекоцентробежная ступень низкого давления (преднасос), включающая шнек низкого давления (ШНД) и крыльчатку низкого давления (КНД), соединённые общим низкоскоростным валом;
- шнекоцентробежная ступень высокого давления, включающая шнек высокого давления (ШВД) и крыльчатку высокого давления (КВД), соединённые общим высокоскоростным валом;
- переходный канал (ПК) от преднасоса к главному насосу;
- спиральный выходной канал (СВК) для сбора жидкости после основного насоса и её перемещения на выход;
- гидравлическая турбина (ГТ) для приведения в движение ступени низкого давления.

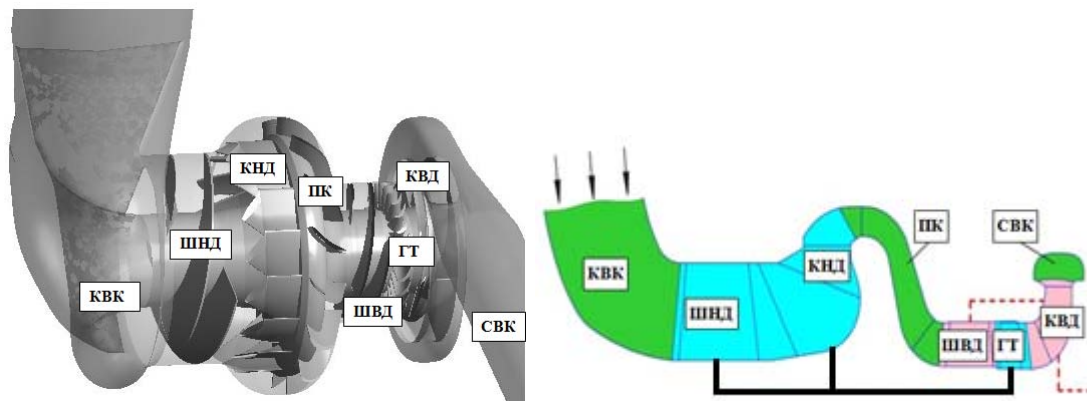


Рис. 1. 3D-вид и схема рассматриваемого насоса
(линиями обозначены механические связи роторов:
сплошная – ротор ступени малого давления,
пунктирная – внешний привод основного ротора)

Ступень низкого давления приводится в движение с помощью гидротурбины, отбирающей часть энергии, сообщённой потоку ШВД, приводимым главным ротором от внешнего привода со скоростью 13300 об/мин.

Создание методики моделирования насоса с гидротурбиной проводилось на базе более простой методики [3], позволяющей проводить CFD-моделирование двухступенчатых насосов с жёстко связанными роторами и без учёта кавитации. Высокопроизводительные насосы, типовой представитель которых является объектом данного исследования, имеют следующие две особенности:

1) скорость вращения гидротурбины самоустанавливается на основании баланса гидравлических сил, действующих на турбинные и насосные элементы ротора малого давления, а не задана внешними условиями как у насосов с жёстким механическим приводом;

2) отсутствие кавитации на входе, доказанное (например, оценкой кавитационного запаса) для номинального режима, не гарантирует отсутствия кавитации при изменении режима работы из-за возможности несогласованных изменений расхода рабочего тела и скорости вращения ротора малого давления вследствие отсутствия жёсткой механической связи роторов.

Соответственно задачами данной работы явилось дополнение методики [3] следующими блоками:

- подбор скорости вращения вала низкого давления;
- моделирование процессов кавитации с целью проверки её отсутствия на ненормальных режимах.

Кроме этого, отдельной задачей была выполнена проверка адекватности используемых CFD-моделей, поскольку в отличие от методики [3] CFD-модель исследуемого типового насоса была дополнена блоком гидротурбины. Пригодность моделей оценивалась сравнением результатов моделирования с имеющимися экспериментальными данными. Верификации подверглись следующие факторы:

- модель турбулентности и параметры сетки;
- тип и расположение граничных условий CFD-модели;
- колебания параметров CFD-расчёта для полностью сошедшегося решения;
- алгоритм сравнения внутреннего КПД, получаемого при CFD-расчёте, и общего КПД, получаемого при экспериментальных исследованиях.

Проверка адекватности используемых CFD-моделей. Создание сетки для безлопаточных элементов (КВК и СВК) было выполнено с использованием пакета ANSYS ICEM CFD [4]. Поскольку эти элементы апериодические, то были использованы полные модели. Порядок построения сетки не отличался от методики [3]. В табл. 1 приведены показатели качества для базовых сеток.

Таблица 1. Показатели качества базовой сетки

Гексагональная сетка для лопаточных элементов							Тетраэдральная сетка с призматическим слоем				
	ШНД	КНД	ПК	ШВД	ГТ	КВД		КВК	СВК		
Число элементов, $\times 10^6$	0,406	0,386	0,376	0,320	0,644	0,470	Число элементов, $\times 10^6$	0,998	1,78		
Минимальный угол	min, °	6,48	14,6	25,2	23,9	17,2	23,5	Минимальный угол	min, °	4,50	10,02
	> 18°, %	94,7	99,8	100	100	100	100		> 18°, %	99,5	99,7
Соотношение сторон	max,	12,3	6,98	6,57	8,01	2,02	7,98	Соотношение сторон	max,	1000	1000
	< 1000, %	92,9	96,7	94,6	93,8	99,5	93,8		< 50, %	65,1	82,6
Соотношение соседних ячеек	max,	7,27	3,51	3,87	3,41	3,87	2,69	Соотношение соседних ячеек	max,	402	191
	< 1,8, %	88,7	98,0	94,9	96,7	88,9	99,1		< 1,8, %	73,7	70,4

Создание сеток лопаточных элементов проводилось с использованием программы NUMECA AutoGrid5 [5]. Сеточные модели лопаточных венцов содержали по одному межлопаточному каналу. Этот метод позволяет получить структурированные гексагональные сетки для лопаточных элементов (ШНД, КНД, ПК, ШВД, ГТ, КВД) с размером первого элемента в 1 микрон. Показатели качества для этих базовых сеток приведены в табл. 1. Следует отметить, что наличие незначительного числа низкокачественных эле-

ментов в каждой сеточной модели не оказывают большого влияния на общую форму потока. Изучение сходимости решения по сеткам было выполнено с четырьмя группами сеточных моделей и моделей турбулентности (табл. 2).

Наилучшее совпадение CFD-результатов с экспериментальными данными было достигнуто с моделью турбулентности $k-\omega$ и сеткой Mesh4. Рис. 2 показывает, что рассчитанное значение напора превышает экспериментальные данные на 6-7% для всех режимов. Внутренний КПД совпадает с точностью 2% на номинальном режиме и соответствует тенденции для номинальных режимов.

Для более детального изучения кавитационных процессов на следующих этапах были выбраны модель турбулентности $k-\omega$ и мелкая сетка (Mesh4).

Таблица 2. Группы сеток и моделей турбулентности для исследования сеточной сходимости

Сетка	Размер пристеночного элемента, мкм	y^+	Модель турбулентности	Количество узлов, $\times 10^6$
Mesh1	1	5...20	$k-\epsilon$	2,85
Mesh2	0,1	0,1...5	$k-\epsilon, k-\omega$	2,86
Base Mesh	1	5...20	$k-\epsilon$	5,38
Mesh3	1	5...20	$k-\epsilon, k-\omega$	11,02
Mesh4	0,1	0,1...5	$k-\omega$	11,28

Входные данные для верификационного CFD-моделирования насоса на воде (по экспериментальным данным) были следующие:

- частота вращения основного ротора – 13300 об/мин;
- частота вращения преднасоса – начиная от постоянной скорости в 2700 об/мин к изменению скорости по алгоритму, изложенному далее;
- входные стационарные параметры: полное давление – 0,2 МПа, температура воды на входе – 293 К, интенсивность турбулентности – 5%;
- свойства воды – из стандартной библиотеки CFX;
- тип моделирования – стационарный;
- схема решения – High Resolution;
- тип интерфейса «ротор-статор» – «Mixing Plane» с осреднением скорости;
- нет шероховатости поверхности (гладкие стенки).

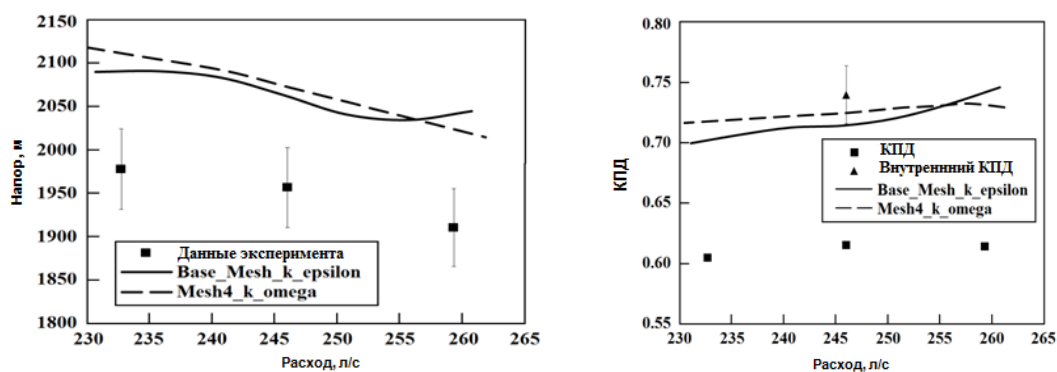


Рис. 2. Сравнение расчётных и экспериментальных результатов

В качестве граничного условия на выходе для первого решения был установлен массовый расход. Модель турбулентности $k-\epsilon$ использовалась для получения начального решения. Далее, после определения давления на выходе, расчёты проводились с граничным условием давления (*Opening Pressure*). Затем использовалась модель турбулентности $k-\omega$ с соответствующей мелкой сеткой.

Был заранее создан дополнительный канал размером 1 калибр КВК на входе и дополнительный канал размером 10 калибров на выходе СВК, используя опыт моделирования насоса работы [3] (рис. 3).

Сходимость решения оценивалась как по критерию неизменно низкого уровня математических невязок (RMS), так и по критерию постоянства (неизменности при расчёте) следующих интегральных параметров:

- полный массовый расход;
- степень повышения давления;
- затраченная и эффективная мощность;
- крутящие моменты роторов;
- внутренний КПД.

Анализ параметров при решении (рис. 4) показал, что даже после большого количества итераций решаемая система сохраняет периодические колебания параметров на уровне до 2-3% от среднего значения. CFD-результаты совпали с данными эксперимента в пределах 6%.

В работе учитывались средние значения интегральных параметров для установившегося течения за последние 1000 итераций, а для достижения устойчивого состояния требовалось не менее 2000 итераций. На рис. 5 колебания прогнозируемого напора показаны шириной поля. Далее на диаграммах представлены усреднённые параметры. Такой приём рекомендуется для работ по CFD-моделированию.

Подбор скорости вращения вала низкого давления выполнялся с использованием алгоритма, учитывающего баланс гидравлических сил, действующих на ГТ с одной стороны и ШНД и КНД – с другой. Следует отметить, что когда лопаточные венцы-потребители энергии (насосные колёса) моделируются одновременно с лопаточными венцами-производителями энергии (турбинные элементы), всегда существует вероятность неопределённости частоты вращения ротора, поскольку кроме гидравлических сил в силовой системе ротора присутствуют силы, моделирование которых не проводилось. Существует три основных этапа решения этой задачи:

1. Игнорирование дисбаланса мощностей в работах, не имеющих целью исследования процессов, зависящих от частоты ротора малого давления. Моделирование выполняется с заранее заданной (например, взятой из экспериментальных данных) скоростью вращения ротора. При этом, очевидно, будет присутствовать мощностной дисбаланс, причиной которого является неполная идентичность моделей соответствующим физическим процессам. Например, в данной работе не учитывались надроторные перетекания и утечки жидкости через уплотнения, дисковое трение, механические потери ротора.

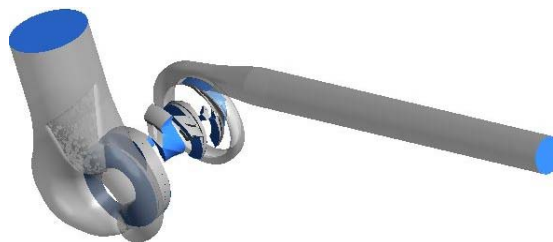


Рис. 3. CFD-модель исследуемого насоса

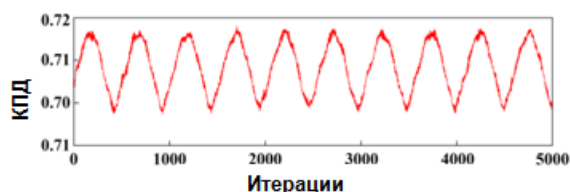


Рис. 4. Периодические колебания интегральных параметров сходимости на примере КПД

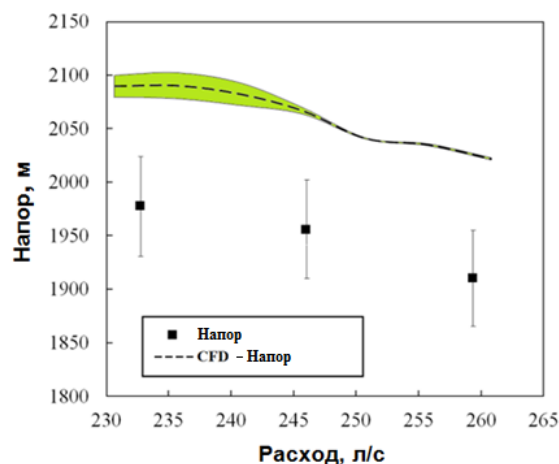


Рис. 5. Прогнозные значения расчётного напора

2. Повышение адекватности моделирования для уменьшения дисбаланса, т.е. добавление в модель тех особенностей, которые, вероятно, являются причиной дисбаланса. Например, учёт утечек на турбине даст уменьшение положительного момента на роторе, а учёт дискового трения насосных колёс даст увеличение отрицательного.

3. Когда адекватность моделей приемлема для данного исследования, осуществляется подбор новой скорости вращения: во время расчёта контролируется баланс мощностей ГТ и (ШНД+КНД) и при положительном балансе скорость вращения повышается, при отрицательном – снижается до обеспечения минимального приемлемого дисбаланса.

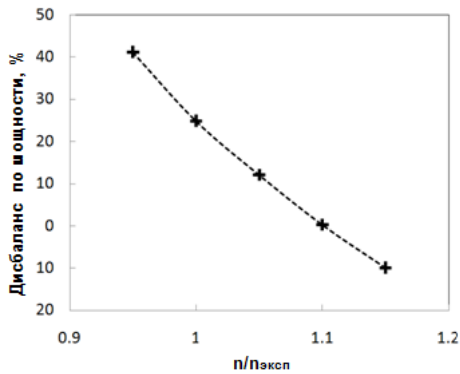


Рис. 6. Влияние частоты вращения преднасоса на дисбаланс мощностей ротора

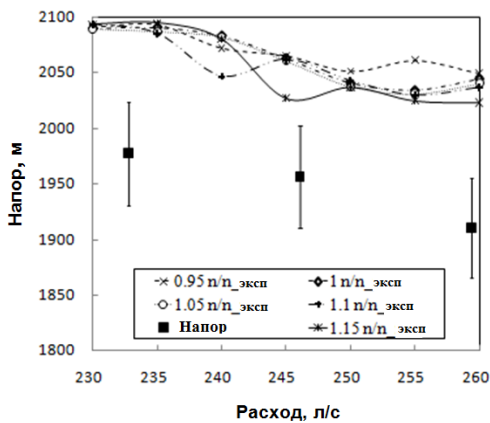


Рис. 7. Влияние частоты вращения преднасоса на напор насоса

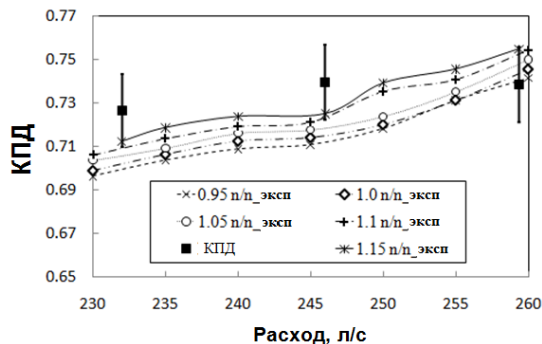


Рис. 8. Влияние частоты вращения преднасоса на эффективность насоса

При моделировании с фиксированной частотой вращения преднасоса 2700 об/мин (определена экспериментально при испытаниях насоса) было установлено, что мощность, вырабатываемая турбиной, на 26% больше, чем мощность, потребляемая насосом. Такая большая разница (даже с учётом того, что механический КПД насосов обычно находится на уровне 85-95% [7]) может объясняться неточностью моделирования (использованием грубой модели турбулентности с двумя уравнениями), отсутствием утечек или неопределённостью скорости вращения преднасоса. Было оценено влияние неопределённости частоты вращения преднасоса на производительность насоса путём серии расчётов с различной частотой вращения ступени низкого давления: 0.95 $n_{\text{эксп}}$, 1.05 $n_{\text{эксп}}$, 1.1 $n_{\text{эксп}}$, 1.15 $n_{\text{эксп}}$. Значение дисбаланса мощности между насосом и турбиной при этом составило 41, 10, 0% и -10% соответственно (рис. 6-8).

Изменение частоты вращения преднасоса практически не повлияло на общий напор насоса: максимальное отклонение составило 1,5% (рис. 7). Это объясняется тем, что напор основного насоса в 30 раз больше, чем напор, получаемый в преднасосе. Влияние на КПД оказалось сильнее: максимальное отклонение составило 3,1% (рис. 8).

Это объясняется возникновением профильных потерь из-за деформации треугольников скоростей на входе лопаточных венцов (изменение углов потока при отклонении частоты вращения от расчётной).

Таким образом, для такого типа насосов влияние неопределённости частоты вращения преднасоса может быть проигнорировано, если напор второй ступени значи-

тельно превышает напор первой. Однако при необходимости исключения данных погрешностей из расчёта частота должна быть отрегулирована до полной балансировки мощностей ротора.

Моделирование процессов кавитации проводилось с целью проверки её отсутствия на ненормальных режимах. Особое внимание к данной проблеме было вызвано наличием нежёсткой (гидравлической) связи роторов исследуемого типа насосов. Для насосов с механической связью роторов проблема кавитации решается ещё на этапе проектирования выбором соотношения скоростей движения потока и лопаток на входе ШНД, обеспечивающего необходимый кавитационный запас. Но в случае использования гидротурбины несогласованные изменения расхода и частоты вращения ШНД на новом режиме могут привести к кавитации, даже если на номинальном режиме она отсутствует. Поэтому для насосов данного типа необходимо проводить CFD-моделирование кавитации для оценки предрасположенности потока жидкости к переходу в паровую фазу в областях резкого понижения местного давления (как правило, это кромки лопаток ШНД со стороны спинки).

Проблемам кавитирующего потока посвящено достаточно много работ, например [8-11], в том числе по тематике лопастных машин [12; 13]. Тем не менее, анализ опыта моделирования показывает, что современные методы позволяют прогнозировать появление кавитации с погрешностью 10-15%. Среди многообразия моделей выделяют [14] классы алгебраических и дифференциальных моделей. Алгебраические модели (реализована в Numeca FINE/Turbo [5]) используют однофазный подход и моделируют кавитацию через изменение плотности внутри расчётной области в соответствии с законом баротропной жидкости. Преимуществами такого подхода являются устойчивость решения и низкая стоимость вычислений из-за отсутствия каких-либо дополнительных уравнений. Основным недостатком является то, что эта модель не позволяет адекватно моделировать термодинамические эффекты, которые могут быть определяющими, например, для потоков криогенных жидкостей. В настоящее время исследования сосредоточены на дифференциальных моделях, в которых учитываются тепловые эффекты. Большинство из них, например [11; 13; 15], основаны на численном решении уравнения Рэлея-Плессета, полученного из уравнения равновесия процесса роста кавитационных пузырьков. В данном исследовании использовалась модель Рэлея-Плессета, реализованная в ANSYS CFX [6].

Для повышения стабильности и скорости решения задач кавитирующего потока в насосе моделирование происходит в два этапа: сначала проводится решение с выключенной моделью кавитации (при этом подбирается частота вращения ротора преднасоса), а затем проводится расчёт с использованием модели кавитации, в котором в качестве начальных условий используются результаты первого решения.

Анализ результатов первого этапа показал наличие областей с отрицательным абсолютным полным давлением на входных кромках лопастей шнека (рис. 10, а). Нефизическое явление показывает районы потенциальной кавитации.

На втором этапе моделирование осуществлялось с помощью настроек кавитационного межфазного перехода, а именно:

- два рабочих тела: первичная – жидкость, вторичная – пар;
- гомогенная модель многофазности в предположении идентичности полей скорости для жидкой и паровой фаз;
- кавитационная модель Рэлея-Плессета для массопереноса [6];
- средний диаметр кавитационных пузырьков – 2 микрона;
- давление насыщения – 3169 Па (при моделировании эксперимента на воде);
- объёмная доля фаз на входе: «1» – для жидкости, «0» – для пара.

Расчёты с моделированием кавитации отличаются меньшей стабильностью. Для получения решения необходимо дополнительно уменьшить масштаб времени, чтобы сделать расчёт более устойчивым. Анализ сошедшегося решения лучше всего выполнять в сравнении с результатами без кавитации.

Анализ результатов второго этапа (с учётом кавитации) не показал зон с отрицательным давлением. При этом прогнозируемые зоны кавитации появляются в тех же местах, как и в модели первого этапа, но имеют более вытянутую форму (рис. 10, б), которая чаще встречается в зонах кавитации на винтах [16].

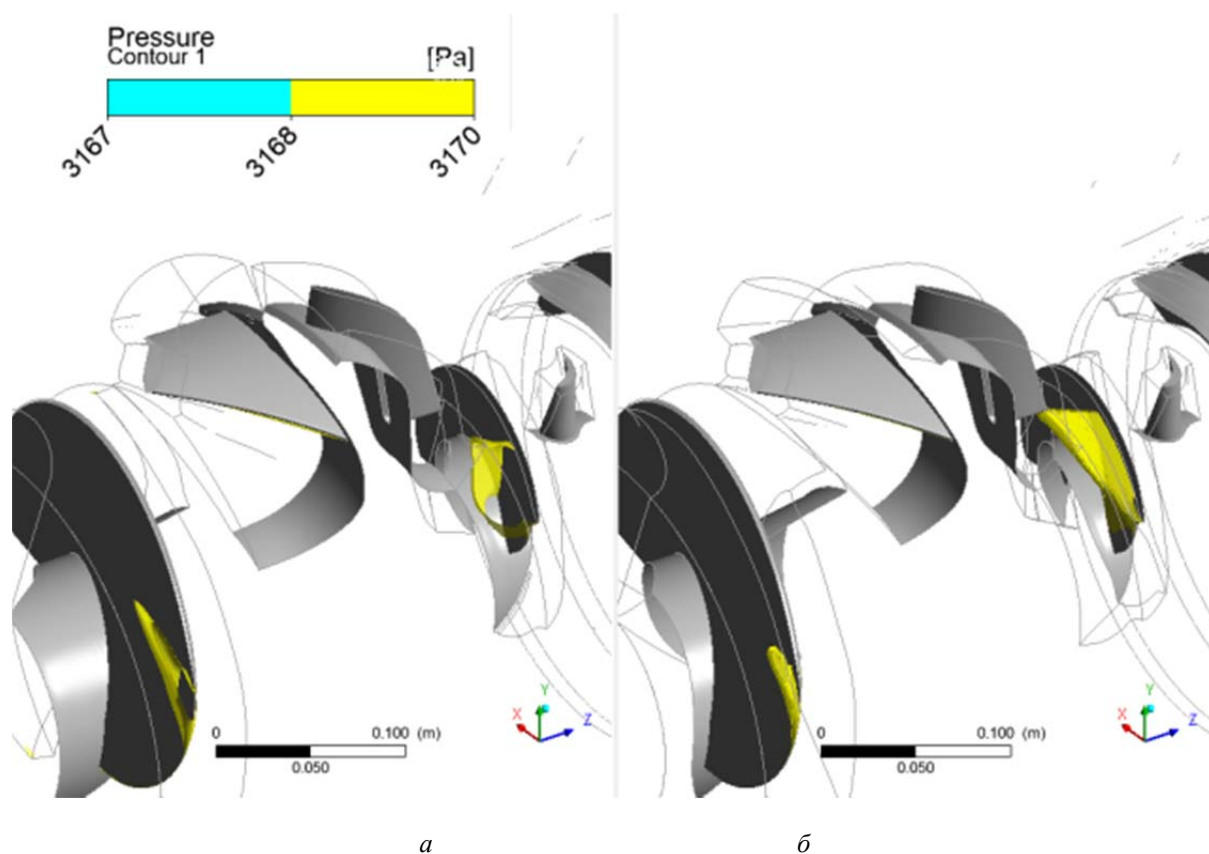


Рис. 10. Сравнение результатов расчёта: а – без кавитации, б – с кавитацией

Результаты сравнения интегральных характеристик преднасоса показаны на рис. 11. Из рисунка видно, что характеристики, полученные с помощью CFD-модели с учётом кавитации, лежат ниже, чем характеристики, описывающие течения жидкости без учёта фазового перехода. Это может свидетельствовать о том, что существуют локальные зоны кавитации, дросселирующие канал на всех режимах эксплуатации насоса. Таким образом, осуществляя моделирование с кавитацией, можно оценить степень влияния кавитационных процессов на общий КПД насоса. В случае значительного ухудшения параметров рабочего процесса следует обратить внимание на причины ухудшения способности насоса противостоять кавитации (слишком низкое давление на входе, слишком большая скорость вращения гидротурбины и др.).

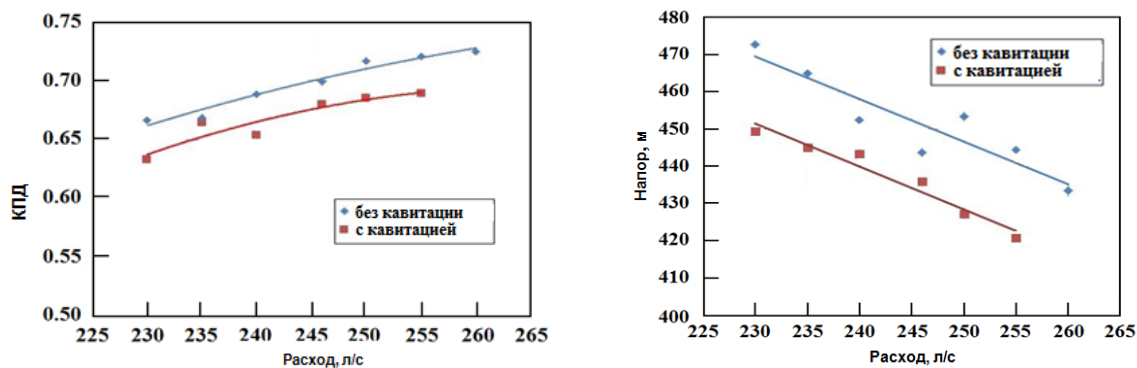


Рис. 11. Оценка влияния кавитации на интегральные характеристики преднасоса

Заключение

Предложенная методика позволяет проводить моделирование насосов с гидроприводом ступени низкого давления с помощью CFD-инструментов.

Для прогнозирования характеристик насоса на ненормальных режимах необходимы мелкая сетка и низкорейнольдсовая модель турбулентности. Для получения первичного решения рекомендуются модели турбулентности $k-\varepsilon$ с граничным условием массового расхода на выходе. Для последующих этапов, использующих уточнённые начальные условия, расчёты целесообразно выполнять с граничным условием *Opening Pressure* и моделью турбулентности $k-\omega$. Влияние неопределённости скорости вращения гидропривода насоса может быть проигнорировано, когда напор основного насоса намного больше, чем напор преднасоса. В противном случае необходимо корректировать частоту вращения преднасоса до достижения баланса мощностей ротора низкого давления. Модель кавитационного перехода Рэля-Плессета, реализованная в ANSYS CFX, позволяет оценить степень влияния кавитации на внутренние КПД и напор насоса. На этапе анализа результатов должны быть учтены колебания интегральных параметров.

Данная методика может быть использована для создания адекватных CFD-моделей насосов с гидроприводом первой ступени при их проектировании и доработке.

Следует отметить, что данная методика основана на стационарном (условном) моделировании вращающихся элементов насоса и поэтому не может применяться для исследования ряда важных явлений, имеющих нестационарную природу (пульсации давления, шум, вибрации насосов), без дополнительной доработки.

Работа выполнена при финансовой поддержке со стороны Минобрнауки России в рамках базовой части государственного задания, а также при стипендиальной государственной поддержке молодых российских учёных Советом по Грантам Президента РФ.

Библиографический список

1. Андронов А.Л. Особенности работы центробежных насосов и требования к их электроприводу // Ползуновский Альманах. 2004. № 1. С. 150-152.
2. Чванов В.К., Кашкаров А.М., Ромасенко Е.Н., Толстиков Л.А. Турбонасосные агрегаты ЖРД НПО «Энергомаш» // Конверсия в машиностроении. 2006. № 1 (74). С. 15-21.
3. Зубанов В.М., Шаблий Л.С. CFD-моделирование процессов в насосе высокого давления окислителя турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2014. № 5 (47), ч. 1. С. 148-153.
4. ANSYS ICEM CFD User Guide, 2011, ANSYS Inc.
5. Numeca FINE/Turbo User's Guide, 2012, Numeca Inc.
6. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, 2011, ANSYS Inc.
7. Benigni H., Jaberg H., Yeung H., Salisbury T., Berry O., Collins T. Numerical simulation of low specific speed American petroleum institute pumps in part-load operation and comparison with test rig results // Journal of Fluids Engineering. 2012. V. 134, Iss. 2. Article number 024501. DOI: 10.1115/1.4005769
8. Pinho J., Lema M., Rambaud P., Steelant J. Multiphase investigation of water hammer phenomenon using the full cavitation model // Journal of Propulsion and Power. 2014. V. 30, Iss. 1. P. 105-113. DOI: 10.2514/1.b34833
9. Saurel R., Petitpas F., Abgrall R. Modelling phase transition in metastable liquids: Application to cavitating and flashing flows // Journal of Fluid Mechanics. 2008. V. 607. P. 313-350. DOI: 10.1017/s0022112008002061
10. Porca P., Lema M., Rambaud P., Steelant J. Experimental and numerical multi-phase-front fluid hammer // Journal of Propulsion and Power. 2014. V. 30, Iss. 2. P. 368-376. DOI: 10.2514/1.b34832
11. Singhal A.K., Athavale M.M., Li H., Jiang Y. Mathematical basis and validation of the full cavitation model // Journal of Fluids Engineering. 2002. V. 124, Iss. 3. P. 617-624. DOI: 10.1115/1.1486223
12. Ding H., Visser F.C., Jiang Y., Furmanczyk M. Demonstration and validation of a 3D CFD simulation tool predicting pump performance and cavitation for industrial applications // Journal of Fluids Engineering. 2011. V. 133, Iss. 1. Article number 011101. DOI: 10.1115/1.4003196
13. Li H.Y., Singhal A.K., Athavale M.M., Jiang Y.U. Application of the full cavitation model to pumps and inducers // International Journal of Rotating Machinery. 2002. V. 8, Iss. 1. P. 45-56. DOI: 10.1080/10236210211852
14. Кулагин В.А., Пьяных Т.А. Исследование кавитационных течений средствами математического моделирования // Журнал Сибирского федерального университета. Серия: Техника и Технологии. 2012. Т. 5, № 1. С. 57-62.
15. Константинов С.Ю., Целищев Д.В. Исследование и совершенствование численных моделей кавитационного массопереноса // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2013. Т. 17, № 3 (56). С. 123-129.
16. Rhee S.H., Kawamura T., Li H. Propeller cavitation study using an unstructured grid based Navier-Stokes solver // Journal of Fluids Engineering. 2005. V. 127, Iss. 5. P. 986-994. DOI: 10.1115/1.1989370

SIMULATION OF THE WORK PROCESS OF A TWO-STAGE PUMP WITH A FIRST-STAGE HYDRAULIC DRIVE

© 2016

- V. N. Matveev** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, valeriy2008@rambler.ru
- L. S. Shabliy** Candidate of Science (Engineering), Associate professor of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, mlbp@yandex.ru
- A. V. Krivtsov** Assistant Lecturer of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, a200009@rambler.ru
- V. M. Zubanov** Assistant Lecturer of the Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, waskes91@gmail.com
- A. I. Ivanov** Head of the Department of Rocket Engines, «KUZNETSOV» public company, Samara, Russian Federation, alex_slavross@mail.ru
- I. P. Kositsin** Candidate of Science (Engineering), leading engineer, «KUZNETSOV» public company, Samara, Russian Federation
- N. V. Baturin** leading engineer, «KUZNETSOV» public company, Samara, Russian Federation, nik-o-las@mail.ru

This article describes a method of CFD-modeling of a two-stage high-pressure pump. The main feature of the pump is the hydraulic drive of the low-pressure stage that takes energy from a high-pressure flow. The speed of the turbine is determined by the power balance of a low-pressure rotor. The modeling technique presented in this paper includes two major advantages over previous studies. The first feature is the determination of the speed of rotational velocity during the CFD-calculation by a special methodology. The second feature is cavitation simulation to assess its impact on the pre-pump workflow at a relatively low inlet pressure. Recommendations for the use of software (ANSYS CFX, NUMECA AutoGrid5, ANSYS ICEM CFD) are an important part of the simulation technology described. These recommendations concern the choice of the modeling area, mesh generation, choice of turbulence models, verification of convergence, post-processing of the results. The adequacy of the CFD-model was evaluated by comparing the calculated and experimental performance obtained on a test rig. The use of the resulting methodology of pump simulation improves the productivity and increases the efficiency of pumps with a hydro-drive of the low-pressure stage.

Two-stage pump; CFD-modeling; hydro-drive; cavitation; stage matching.

Citation: Matveev V.N., Shabliy L.S., Krivtsov A.V., Zubanov V.M., Ivanov A.I., Kositsin I.P., Baturin N.V. Simulation of the work process of a two-stage pump with a first-stage hydraulic drive. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 102-113. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-102-113

References

1. Andronov A.L. Peculiarities of centrifugal pump operation and requirements for the pump electric drive. *Polzunovsky Almanac*. 2004. No. 1. P. 150-152. (In Russ.)
2. Chvanov V.K., Kashkarov A.M., Romasenko E.N., Tolstikov L.A. Turbo-driven pump sets of liquid-propellant rocket engines at NPO «Energomash». *Conversion in Machine Building of Russia*. 2006. No. 1 (74). P. 15-21. (In Russ.)
3. Zubanov V.M., Shabliy L.S. CFD-modeling of processes in a high-pressure oxidizer pump for the turbopump assembly of a liquid rocket engine. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2014. No. 5 (47), part 1. P. 148-153. (In Russ.)
4. ANSYS ICEM CFD User Guide, 2011, ANSYS Inc.
5. Numeca FINE/Turbo User's Guide, 2012, Numeca Inc.
6. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, 2011, ANSYS Inc.

7. Benigni H., Jaberg H., Yeung H., Salisbury T., Berry O., Collins T. Numerical simulation of low specific speed American petroleum institute pumps in part-load operation and comparison with test rig results. *Journal of Fluids Engineering*. 2012. V. 134, Iss. 2. Article number 024501. DOI: 10.1115/1.4005769
8. Pinho J., Lema M., Rambaud P., Steelant J. Multiphase investigation of water hammer phenomenon using the full cavitation model. *Journal of Propulsion and Power*. 2014. V. 30, Iss. 1. P. 105-113. DOI: 10.2514/1.b34833
9. Saurel R., Petitpas F., Abgrall R. Modelling phase transition in metastable liquids: Application to cavitating and flashing flows. *Journal of Fluid Mechanics*. 2008. V. 607. P. 313-350. DOI: 10.1017/s0022112008002061
10. Porca P., Lema M., Rambaud P., Steelant J. Experimental and numerical multi-phase-front fluid hammer. *Journal of Propulsion and Power*. 2014. V. 30, Iss. 2. P. 368-376. DOI: 10.2514/1.b34832
11. Singhal A.K., Athavale M.M., Li H., Jiang Y. Mathematical basis and validation of the full cavitation model. *Journal of Fluids Engineering*. 2002. V. 124, Iss. 3. P. 617-624. DOI: 10.1115/1.1486223
12. Ding H., Visser F.C., Jiang Y., Furmanczyk M. Demonstration and validation of a 3D CFD simulation tool predicting pump performance and cavitation for industrial applications. *Journal of Fluids Engineering*. 2011. V. 133, Iss. 1. Article number 011101. DOI: 10.1115/1.4003196
13. Li H.Y., Singhal A.K., Athavale M.M., Jiang Y.U. Application of the full cavitation model to pumps and inducers. *International Journal of Rotating Machinery*. 2002. V. 8, Iss. 1. P. 45-56. DOI: 10.1080/10236210211852
14. Kulagin V.A., Pyanykh T.A. Research of Cavitating Flows by Methods of Mathematical Simulation. *Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies*. 2012. V. 5, no. 1. P. 57-62. (In Russ.)
15. Konstantinov S.Yu, Tselishev D.V. Research and enhancement of computational models of cavitation mass transfer. *Vestnik UGATU*. 2013. V. 17, no. 3 (56). P. 123-129. (In Russ.)
16. Rhee S.H., Kawamura T., Li H. Propeller cavitation study using an unstructured grid based Navier-Stoker solver. *Journal of Fluids Engineering*. 2005. V. 127, Iss. 5. P. 986-994. DOI: 10.1115/1.1989370